

УДК 677.055.621

БЕРЕЗІН Л.М.

Київський національний університет технологій та дизайну

**ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ В'ЯЗАЛЬНИХ ГОЛОК ЯК
СКЛADOVA РОЗВ'ЯЗКУ ЗАДАЧ НАДІЙНОСТІ**

Методика. Запропоновано положення побудови гістограми відносних частот появи значень навантажень, які не підпорядковуються нормальному закону розподілу.

Результати. Представлені практичні рекомендації для обчислення навантаженості в'язальних голок панчішних автоматів, які забезпечують єдність та цілісність розрахунку від динамічної моделі ударного процесу до визначення показників надійності за критерієм втомленісної міцності.

Ключові слова: закон розподілу, еквівалентне напруження, циклограма навантаження, обмежена границя втомленості.

Вступ. Важливою ланкою в розрахунках деталей на надійність за будь-яким критерієм міцності є обчислення їх навантаженості при переході від динамічного аналізу до визначення показників надійності. Навантаженість представляється парою параметрів, які замінюють широкий спектр навантаження, та зводиться до визначення розрахункового напруження σ_p і еквівалентного числа циклів навантаження $N_{\text{ææ}}$ – при попередньому розрахунку надійності або еквівалентного напруження $\sigma_{\text{ææ}}$ і заданого числа циклів навантаження N_p – при перевірному. Загальні положення обчислення навантаженості деталей висвітлюються в значній кількості джерел, переважно – стандартизовані, але в більшості випадків системно не пов'язані з динамічним аналізом та базуються передусім на комбінаціях загальноприйнятих законів розподілу випадкових величин.

Дослідження присвячені розгляду питань навантаженості стержньових елементів панчішних автоматів на прикладі в'язальних голок, для яких закон розподілу навантаження відмінний від нормального. Використовували математичний апарат оцінки показників надійності та в рамках теорії випадкових функцій положення опору матеріалів стосовно розрахунків на втомленість при багато цикловому навантаженні з напруженнями, які не перевищують границю втомленості деталі.

Постановка завдання. У роботі [1] встановлено, що характерною особливістю ударного навантаження голок в системі клин – голка – паз панчішних автоматів є закон розподілу випадкових значень навантаження, що не підпорядковуються нормальному закону розподілу, який при виконанні розрахунків переважно приймають за припущенням.

Метою статті є викладення послідовності аналітичного визначення закону розподілу ударного навантаження в системі клин – голка – паз в'язальних механізмів панчішних автоматів. Запропонований підхід значно спрощує виконання та уточнює результати розрахунків на втомленісну довговічність і надійність.

Результати дослідження. Після вибору раціональної конструкції замкової системи в'язального механізму (визначається кутами клинів для підйому $\alpha_{\text{ïï}}$ і

опускання $\alpha_{\text{вв}}$ голок, кількістю систем), швидкісних режимів в заданих умовах експлуатації (визначається коловими швидкостями циліндричної голечниці $V_x = \{V_1, V_2, \dots, V_n\}$, м/с) та регламенту надійності (задається довговічністю T голок за критерієм втомленісної міцності в годинах), на заключному етапі проектування передбачається оцінка заданого рівня надійності.

Розрахунок навантаженості голок до їх втомленісного руйнування розглядаємо на прикладі голок однієї із трьох можливих позицій. В роботі [1] представлено ударне навантаження F голки як функцію випадкового аргументу сили опору F_o руху голки в пазу:

$$F = a_1 \cdot F_o + a_2 \cdot F_o^2 + a_3, \quad (1)$$

$$\text{де } a_1 = 0,149 - 2,119K_c; \quad a_2 = 0,055; \quad a_3 = 12,55 - 5,164V_x - 0,460\alpha + 4,984 \cdot 10^3 m + 20,829K_c - 1,142 \cdot 10^{-4} C_{np} + 4,395 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 53,288K_c^2 + 0,182V_x \cdot \alpha + 6,892 \cdot 10^{-5} V_x \cdot C_{np} + 2,521 \cdot 10^{-6} \alpha \cdot C_{np}.$$

Після підстановки вибраних параметрів конструкції замкової системи в (1) отримали:

а) для замикального клину, що підіймає голку ($\alpha_{\text{вв}} = 38^\circ$)

$$F = 0,382F_o + 0,055F_o^2 + 3,062 + 4,166V_x; \quad (2, a)$$

б) для кулірного клину, що опускає голку ($\alpha_{\text{вв}} = 47,5^\circ$)

$$F = 0,509F_o + 5,47 \cdot 10^{-2} F_o^2 + 3,29 + 5,891V_x. \quad (2, б)$$

Рівняння (2) представляли в формі $F = f(F_o, V_x)$, яка зручна для подальшого використання при обчисленні навантаженості голок на заданих швидкісних режимах автоматів. Оскільки випадкові значення ударного навантаження не підпорядковуються нормальному закону розподілу, щільність розподілу ймовірностей неперервної випадкової величини F визначали за формулою для загального випадку [2]:

$$p(F) = p[q(F)] \cdot |q'(F)|, \quad (3)$$

де $q(F)$, $q'(F)$ – функція, яка обернена функції $F = f(F_o)$ та її похідна.

Стосовно рівняння (1) отримаємо

$$\begin{cases} q(F) = -0,5a_1a_2^{-1} \pm a_2^{-0,5} \cdot A; \\ q'(F) = (2a_2^{0,5} \cdot A)^{-1}, \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{де } A = (0,25a_1^2a_2^{-1} - (a_3 - F))^{0,5}.$$

Враховуючи (4), вираз (3) для визначення щільності розподілу навантаження приймає вид:

$$p(F) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{F_o}} (2a_2^{0,5} \cdot A)^{-1} \exp \left\{ -\frac{(-0,5a_1a_2^{-1} + a_2^{-0,5} \cdot A - m_{F_o})^2}{2\sigma_{F_o}^2} \right\}, \quad (5)$$

де σ_{F_o} , m_{F_o} – середнє квадратичне відхилення та математичне сподівання випадкової величини F_o . Пересвідчуємося, що отримана залежність (5) не відповідає нормальному закону розподілу.

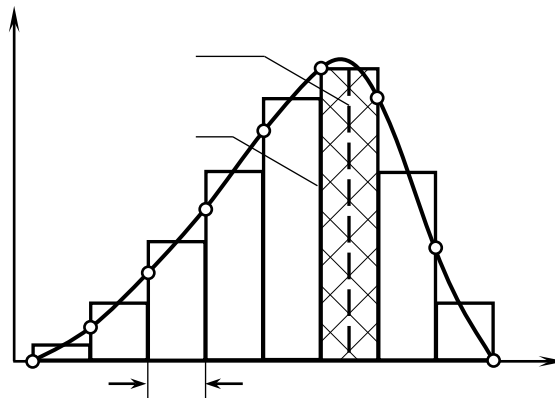
Будуємо гістограми $p(F)$ відносних частот появи значень навантажень для проектних кутів та швидкостей, яку в подальшому використовуємо для отримання циклограми навантаження голок. Послідовність побудови гістограми (на рис. –

ступінчастий графік 2) представляємо для випадку одного з можливих режимів навантаження голок, а саме: $\alpha_{\partial\partial} = 47,5^\circ$ та $V_1 = 1,1$ м/с. При побудові полігону (крива 1) щільності ймовірності появи F враховували наступні залежності:

$$p(F) > 0, \text{ якщо } \forall 0,25a_1^2 a_2^{-1} + F \geq A;$$

$$p(F) = 0, \text{ якщо } \forall 0,25a_1^2 a_2^{-1} + F < A.$$

Далі межі значень навантажень $F \in [F_{\min}; F_{\max}]$, які розраховували за рівнянням (2, б), розбивали на s рівних інтервалів (на рис. маємо $s = 8$) та за (5) обчислювали відповідні значення функції $p(F_k)$ на границях кожного із інтервалів. Ймовірність P_i потрапляння амплітуди навантаження F_i в певний інтервал $F_i \in [F_s - 0,5\Delta F_k; F_s + 0,5\Delta F_k]$, де F_s – значення навантаження на середині інтервалу при довжині інтервалу $\Delta F_k = (F_{k_{\max}} - F_{k_{\min}}) / s$, визначали графічним методом [5]: висоти h_i , які лежать під кривою розподілу $p(F)$ на інтервалі від F_{k-1} до F_k пропорційні ймовірностям P_i .



Розподіл ймовірностей появи значень навантажень F голки

Аналогічно будували гістограми для всіх можливих j режимів навантаження, які задаються комбінаціями проектних значень V_x та α . Для отримання циклограми навантаження голок до руйнування за заданою довговічністю T (ступінчастий графік при $j \times i$ ступенях зміни F) визначали число циклів навантаження N_{ji} з амплітудами F_i , що потрапляють в i -ий інтервал на j -ому режимі за формулою:

$$N_{ji} = \frac{P_i \cdot N_j}{\sum_{i=1}^s P_i} \text{ або, враховуючи, що } \sum_{i=1}^s P_i = 1, \quad N_{ji} = P_i \cdot N_j, \quad (6)$$

де N_j – циклічна довговічність (число циклів навантажень, які витримують гачки голки до втомленісного руйнування) на j -ому режиму експлуатації. З урахуванням циклічності виготовлення виробу час проектної довговічності N_j визначали за формулою:

$$N_j = n_j \frac{T}{t_a} 60, \quad (7)$$

де T , год.; t_a – час виготовлення одного типового виробу (тривалість циклу), хв.; n_j – кількість циклів навантаження голки на j -ому режимі при виробітку одного

типового виробу. Деталізація розрахунку n_j представлена в [3]. Очевидно, що сумарна кількість циклів навантаження голки до руйнування при заданій проектній довговічності T визначається як $N_\Sigma = \sum N_{ji}$.

Для обчислення розрахункових напружень в небезпечному перерізі гачка голи при ударі на різних режимах використовували формулу:

$$\sigma_{ji} = K \cdot F_{ji}, \quad (8)$$

де $K = f(l_q) / A_{i\ddot{a}d}$ – коефіцієнт переходу від навантажень до напружень; $f(l_q)$ – вираз, в якому враховується вплив зміни площі та форми перерізу стержня голки від п'ятки до гачка та відбиття хвиль в місцях різкої зміни форми голки [4]; $A_{i\ddot{a}d}$ – площа поперечного перерізу стержня голки в межах п'ятки. Таким чином, виконували перехід до циклограми виду $\{\sigma_{ji}; N_{ji}\}$.

Середнє еквівалентне напруження для числа циклів, які відповідають заданій проектній довговічності T , визначали за формулою:

$$\sigma_{\hat{a}\hat{e}\hat{a}} = \sigma_{max} \sqrt[m]{\sum \left[\frac{N_{ji}}{\sum N_{ji}} \left(\frac{\sigma_{ji}}{\sigma_{max}} \right)^m \right]}, \quad (9)$$

де σ_{max} – максимальне значення в спектрі діючих напружень; m – параметр, який характеризує нахил ділянки кривої втомленості гачка голки.

Умова втомленісної міцності гачка голки при розрахованому числі циклів навантаження N_Σ для заданої довговічності T вважається виконаною, якщо

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{rN}}{\sigma_{\hat{a}\hat{e}\hat{a}}} \geq [K_\sigma], \quad (10)$$

де σ_{rN} – обмежена границя втомленості гачка голки, яка відповідає заданому числу циклів навантаження N_Σ . Обчислення σ_{rN} для гачка голки виконували за формулою, яка представлена в [3].

Враховуючи (10) та вираз для ймовірнісного обчислення коефіцієнту запасу виду $K_\sigma = 10^{u_p \cdot \sigma_{lg N}}$, де $\sigma_{lg N}$ – середнє квадратичне відхилення довговічності в циклах навантаження, визначаємо квантиль $u_p = \frac{\lg(\sigma_{rN} / \sigma_{\hat{a}\hat{e}\hat{a}})}{\sigma_{lg N}}$ та відповідно за спеціальними

таблицями [5] ймовірність P не руйнування гачків голок при заданому режимі навантаження та проектній довговічності.

Висновки.

1. Запропоновано положення загального підходу до складання закону розподілу навантажень, які не підпорядковуються нормальному закону розподілу.

2. Представлено розрахункові співвідношення, які дозволяють використовувати результати динамічного аналізу ударної взаємодії в системі клин – голка – паз при обчисленні показників надійності, а також проаналізувати на стадії проектування ефективність внесення конструктивних змін до в'язальної системи автомату у відповідності до заданого рівня довговічності та надійності.

Список використаної літератури:

1. Березін Л.М. Особливості визначення закону розподілу ударного навантаження в вязальних системах панчішних автоматів // К.: Вісник КДУТД. – 2013, №5, С.16 – 20.
2. Румшинский Л.З. Элементы теории вероятностей. – М.: Наука, 1976. – 239 с.
3. Березін Л.М., Барилко С.В. До розрахунку довговічності селекторів панчішно-шкарпеточних автоматів по критерію втомленісної міцності //К.: Вісник КНУТД. – 2007, №5(37), С. 32 – 35.
4. Пипа Б.Ф., Головчан В.Т., Гайдайчук И.П. О распространении волн напряжений в штампованной игле трикотажной машины // Изв. Вузов. Технология лег. пром-сти. – 1975. – №2. – С.147 – 153.
5. Шор Я.Б., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности. – М. : Советское радио. – 1968. – 288 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н., проф.. Зенкін М.А.

Стаття надійшла до редакції 29.10.2013

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ВЯЗАЛЬНЫХ ИГЛ КАК СОСТАВЛЯЮЩАЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ НАДЕЖНОСТИ

БЕРЕЗИН Л.Н.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Методика. Предложены положения построения гистограммы относительных частот появления значений нагрузок, которые не подчиняются нормальному закону распределения.

Результаты. Представлены практические рекомендации для вычисления нагруженности вязальных игл чулочных автоматов, которые обеспечивают единство и цельность расчетов от динамической модели ударного процесса к определению показателей надежности по критерию усталостной прочности.

Ключевые слова: закон распределения, эквивалентное напряжение, циклограмма нагружения, ограниченный предел усталости.

THE DETERMINATION OF GENERAL LOADING OF KNITTING NEEDLES AS CONSTITUENT OF DECISION TASKS OF RELIABILITY

BEREZIN L.N.

Kyiv National University of Technologies & Design

There is a distribution of loading which doesn't refers to normal law. The author propose some recommendations on calculation of the general loading of knitting needles of automatic half-hose machine for transmission from dynamic model of impact process to definition of fatigue reliability indexes.

Keywords: *distribution function, equivalent stress, cycle's chart of loading, limited limit of fatigue.*